

(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE  
INSTITUT NATIONAL  
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE  
PARIS

(11) N° de publication :  
(à n'utiliser que pour les  
commandes de reproduction)

**2 649 755**

(21) N° d'enregistrement national :

**90 05543**

(51) Int Cl<sup>5</sup> : F 02 B 75/26, 75/04, 75/32.

(12)

## DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

(22) Date de dépôt : 2 mai 1990.

(30) Priorité : JP, 15 juillet 1989, n° 1-183410 et 6 février 1990, n° 2-26958.

(43) Date de la mise à disposition du public de la demande : BOPI « Brevets » n° 3 du 18 janvier 1991.

(60) Références à d'autres documents nationaux apparentés :

(71) Demandeur(s) : KITAGUCHI Hiromasa. — JP.

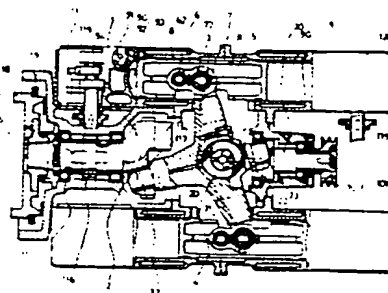
(72) Inventeur(s) : Hiromasa Kitaguchi.

(73) Titulaire(s) :

(74) Mandataire(s) : S.A. Fédit-Loriot et Autres, Conseils en Propriété Industrielle.

(54) Moteur sans vilebrequin.

(57) La présente invention concerne un mécanisme pour transformer un mouvement alternatif et un mouvement de rotation, de l'un à l'autre, et plus particulièrement un moteur sans vilebrequin dans lequel, au lieu d'un vilebrequin, on utilise un organe pivotant 3 à axe incliné qui peut effectuer des mouvements oscillants sans tourner sur son propre axe, monté par exemple sur un palier sphérique 4 ou un palier universel du type à croix. Cette transformation de mouvement est effectuée, avec un rendement mécanique élevé, par une connexion pivotante 32, 113 entre l'organe pivotant et un arbre rotatif 1. Le taux de compression peut être modifié et le moteur possède une grande durée de vie.



FR 2 649 755 - A1

Moteur sans vilebrequin.

La présente invention concerne un moteur à combustion interne de type alternatif utilisable comme groupe d'entraînement pour des automobiles, des motocyclettes, des machines de construction, des machines agricoles, des avions légers, des bateaux, des générateurs, etc., ainsi que comme compresseur et machine de détente pour comprimer un fluide ou réduire sa pression.

Les moteurs à vilebrequin usuels sont utilisés comme moteurs à combustion interne dans divers domaines. D'autre part, des moteurs sans vilebrequin du type à tambour ont été proposés en tant que moteurs qui éliminent le vilebrequin, ou comme perfectionnements aux moteurs à vilebrequin (voir, par exemple, Toru Daidoji, "Crankless Engine", Nikkan Kogyo Shinbun-Sha (25 mai 1961), p.239). Ces moteurs sans vilebrequin ont une structure comportant un bouton de manivelle incliné, qui est également appelé arbre à manivelle de type Z.

Comme moteurs de ce type, on a également proposé des moteurs sans vilebrequin du type à came à tambour et du type à plaque oscillante. Toutefois, ils présentent tous deux des inconvénients du point de vue de la durabilité et de la fabrication, du fait que la région de transfert comprend un contact linéaire ou ponctuel ou du fait de la vitesse de glissement trop élevée. Par conséquent, ils sont encore peu utilisés. Comme moteur sans vilebre-

quin qui a été utilisé en pratique, on connaît un moteur rotatif (fabriqué par Matsuda Co.).

Par rapport aux moteurs de type alternatif, le moteur rotatif est supérieur en ce qui concerne la régularité de rotation, la dimension réduite et la légèreté, le nombre réduit de composants nécessaires et la structure simplifiée. Toutefois, le rendement du combustible est médiocre, ce qui est imputable à la fuite de gaz par l'étanchéité du sommet ou l'étanchéité latérale et, sur ce point, le moteur rotatif présente un inconvénient grave.

Dans les moteurs de type alternatif actuellement sur le marché, on utilise quatre ou cinq soupapes d'admission et d'échappement pour chaque cylindre, afin d'améliorer les performances et le rendement du combustible, mais ce nombre est presque une limite.

En ce qui concerne les moteurs de type alternatif, la réalisation d'un moteur de forte puissance, capable d'engendrer une rotation régulière et plus silencieux, est souhaitable. Dans le domaine des compresseurs d'air et des pompes à vide utilisant un piston, il est également souhaitable de développer des machines de rendement élevé.

En particulier, les moteurs multicylindres de type alternatif à vilebrequin présentent des inconvénients. Par exemple, le coût de fabrication est élevé à cause de la forme compliquée, et il faut employer plusieurs paliers en deux parties qui sont spécifiques au vilebrequin, ce qui augmente la dimension de l'ensemble du moteur.

En outre, l'augmentation du nombre de paliers entraîne un inconvénient, en ce que la perte par glissement due aux paliers est importante, le rendement mécanique diminue et la quantité de combustible consommée augmente.

De plus, le coût des matières, le coût du

forgeage et le coût de l'usinage du vilebrequin augmentent et il faut beaucoup de temps pour un usinage compliqué des portées du carter, de sorte qu'il est devenu nécessaire de lutter contre l'augmentation du coût de fabrication.

Plus particulièrement, des moteurs multicylindriques sont nécessaires pour obtenir une puissance accrue et une rotation régulière alors que, en contradiction à ces exigences, on veut réduire la dimension et le poids.

D'autre part, il est nécessaire à la fois d'améliorer les performances et de diminuer la quantité de combustible consommée. Pour cela, les constructeurs effectuent des études poussées et il y a une tendance récente à augmenter le nombre des soupapes d'admission et d'échappement. Toutefois, il semble qu'on a déjà atteint une limite dans cette voie.

Compte tenu de ce qui précède, on a proposé divers moteurs sans vilebrequin, comme indiqué plus haut, mais la plupart n'ont pas été utilisés en pratique.

On indique ci-après les raisons pour lesquelles les moteurs sans vilebrequin n'ont pas été utilisés en pratique.

(1) Dans beaucoup de moteurs sans vilebrequin, il existe une zone où les surfaces de contact sont en contact ponctuel ou linéaire, comme dans la combinaison d'une came à tambour et d'un galet, de sorte que l'usure atteint rapidement une valeur inacceptable.

(2) Puisque la vitesse de glissement est élevée, on ne peut pas obtenir une grande vitesse de rotation, de sorte qu'il est impossible d'améliorer les performances.

(3) Sur la même base de volume déplacé, le volume de l'ensemble du moteur devient trop grand, ce qui accroît le poids.

(4) La plupart des moteurs sans vilebrequin considérés sont difficiles à usiner et présentent des problèmes

de fabrication.

(5) La structure est trop compliquée, ce qui augmente le prix, ce qui est un inconvénient du point de vue économique.

5 L'objet principal de la présente invention est de supprimer le vilebrequin et de le remplacer par un organe oscillant, ce qui diminue le nombre de paliers pour réduire la pression latérale de chaque piston et réduire l'usure, et d'abaisser en outre la vitesse de glissement, ce qui réduit la perte par glissement des paliers et diminue la consommation de combustible.

10 Un autre objet de la présente invention est de permuter les arbres de sortie et d'entrée pour effectuer une transformation de mouvement inverse de celle des moteurs à combustion interne, par exemple pour des compresseurs et des pompes à vide, et d'obtenir, comme ci-dessus, l'amélioration du rendement mécanique et du rendement de transmission de la force d'entraînement.

15 L'invention atteint son but en proposant un moteur sans vilebrequin comprenant un piston qui se déplace en va-et-vient dans un cylindre, et qui comprend un organe pivotant pouvant changer d'axe de pivotement, ledit organe pivotant comportant un tourillon et une connexion de périphérie extérieure formés solidairement l'un de l'autre, ledit piston et ladite connexion de périphérie extérieure étant reliés l'un à l'autre par l'intermédiaire d'un joint, et une extrémité avant dudit tourillon étant reliée de façon pivotante et inclinée à un arbre rotatif supporté de façon tournante, de sorte que le mouvement alternatif de translation dudit piston et le mouvement de rotation dudit arbre rotatif sont transformés de l'un à l'autre.

20 Le moteur de l'invention peut en outre présenter l'une ou plusieurs des caractéristiques suivantes :

35 a) ledit cylindre comporte une culasse équipée

- d'une bougie d'allumage et d'un mécanisme de soupape d'admission-échappement, et le mouvement alternatif dudit piston est transformé en un mouvement de rotation dudit arbre rotatif, pour fonctionnement en moteur à combustion interne,
- b) une tubulure d'admission et une tubulure d'échappement sont raccordées audit cylindre, et le mouvement de rotation dudit arbre rotatif est transformé en un mouvement alternatif dudit piston, pour un fonctionnement en machine de compression ou de réduction de pression,
- c) ledit organe pivotant est relié par l'intermédiaire d'un palier sphérique ou rotule à une console qui est fixée à un carter,
- d) ledit organe pivotant est relié par l'intermédiaire d'un palier universel du type à croix à une console qui est fixée à un carter,
- e) ledit joint et ledit piston, ainsi que ledit joint et ladite connexion de périphérie extérieure, sont interconnectés au moyen de paliers à broche, respectivement,
- f) une masselotte d'équilibrage est disposée à une partie d'extrémité dudit arbre rotatif opposée à la position de liaison pivotante dudit tourillon,
- g) un arbre de sortie pour un équipement auxiliaire est connecté à une partie dudit organe pivotant, cette partie effectuant un mouvement de rotation,
- h) ledit joint comprend un coulisseau et un alésage de coulissement, ledit coulisseau étant relié de façon coulissante à ladite connexion de périphérie extérieure par l'intermédiaire d'un axe,
- i) ledit joint est relié à ladite connexion de périphérie extérieure dudit organe pivotant par l'intermédiaire d'un palier sphérique ou rotule, et ledit joint et ledit piston sont interconnectés par l'intermédiaire

d'un palier sphérique ou rotule,

j) des cylindres, dans lesquels coulisse ledit piston, sont prévus du côté droit et du côté gauche dudit organe pivotant, les cylindres gauche et droit se faisant mutuellement face,

5

k) ledit cylindre dans lequel coulisse le piston est prévu du côté droit ou du côté gauche dudit organe pivotant,

l) une pluralité desdits cylindres sont disposés autour dudit organe pivotant,

10

m) deux moteurs multicylindres sans vilebrequin ou davantage, ayant chacun un arbre rotatif, sont disposés côte à côte, et un engrenage est monté sur chacun des arbres rotatifs, lesdits engrenages sur lesdits arbres rotatifs étant mutuellement en prise de sorte que les cycles des moteurs sont déphasés,

15

n) l'extrémité avant dudit tourillon est reliée de façon pivotante à une partie d'extrémité dudit arbre rotatif par l'intermédiaire d'un palier sphérique,

20

o) le moteur sans vilebrequin est combiné à un mécanisme de stabilisation du mouvement oscillant dudit organe pivotant,

p) ledit mécanisme de stabilisation comprend un engrenage conique, situé du côté arrière opposé au côté du tourillon dudit organe pivotant, et un engrenage conique en prise avec ledit engrenage conique et fixé à un carter,

25

q) ledit mécanisme de stabilisation comprend une denture cylindrique formée par des saillies à une extrémité avant de ladite connexion de périphérie extérieure dudit organe pivotant, et une denture qui engrène avec ladite denture cylindrique et qui est fixée à un carter.

30

r) ledit mécanisme de stabilisation comprend un téton coulissant, prévu en saillie à une extrémité avant d'une dite connexion de périphérie extérieure dudit organe pivotant, et un guidage fixé à un carter, ledit

35

guidage comportant une rainure pour guider ledit tétou couissant,

s) ledit mécanisme de stabilisation comprend une surface de glissement, prévue sur une partie latérale de ladite connexion de périphérie extérieure dudit organe pivotant, et un élément de guidage fixé à un carter pour guider ladite surface de glissement pendant qu'il est en butée avec la surface de glissement,

t) le moteur sans vilebrequin est combiné avec un mécanisme de modification du taux de compression dans ledit cylindre, ledit mécanisme de modification du taux de compression comprenant une tige, qui pénètre dans la partie sphérique d'un palier sphérique, et un arbre cylindrique dans lequel coulisse ladite tige, l'extrémité de ladite tige opposée à l'extrémité qui pénètre dans ladite partie sphérique étant connectée à un piston hydraulique déplacé par une pression d'huile, et un tourillon dudit organe pivotant est relié de façon couissante audit arbre rotatif.

En d'autres termes, un organe oscillant et un arbre rotatif, utilisés tous deux dans la présente invention, correspondent au vilebrequin usuel. Un tourillon de l'organe oscillant monté de manière à effectuer des mouvements oscillants désaxés, au moyen d'un palier sphérique ou d'un support universel du type à croix définissant un centre de pivotement, est ajusté dans l'arbre rotatif et tourne avec l'arbre rotatif constituant un arbre de sortie. Inversement, on utilise l'arbre rotatif comme arbre d'entrée pour actionner un piston de manière à comprimer un fluide ou à abaisser une pression de fluide.

Dans un moteur de type alternatif usuel, plus le nombre de cylindres est grand, plus la structure du vilebrequin est compliquée et plus le nombre de paliers est élevé. Pour éviter cela, dans la présente invention, on



n'utilise pas de vilebrequin et on adopte à la place une structure dans laquelle une force de rotation est communiquée à l'arbre rotatif au moyen de l'organe oscillant ou pivotant désaxé, et un joint ou une structure de liaison à palier sphérique ou à tourillon est montée sur  
5 l'organe pivotant désaxé, de sorte qu'on peut relier une pluralité de pistons à l'organe pivotant. Avec cette structure, même un moteur à plusieurs pistons peut être de construction simple.

10 De plus, l'organe pivotant ne tourne pas sur son axe propre mais transmet la puissance seulement par des mouvements de basculement, de sorte que la vitesse de glissement est faible et que le rendement de transmission est amélioré. En outre, puisque le vilebrequin usuel est  
15 remplacé par l'organe pivotant, qui est de petites dimensions, le moteur est plus léger. Le rendement du combustible est également amélioré du fait de la suppression du vilebrequin, qui nécessitait la présence de plusieurs paliers et abaissait le rendement mécanique.

20 D'autre part, dans les moteurs multicylindres usuels, le vilebrequin est long, ce qui engendre des vibrations de torsion de sorte qu'il faut prendre des dispositions pour éviter de telles vibrations, par exemple employer un amortisseur. Même dans le cas d'un mo-  
25 teur multicylindre, l'utilisation de l'organe pivotant suivant la présente invention est avantageuse contre de telles vibrations, puisque cet organe est court.

D'autre part, dans le but d'augmenter la puissance et de diminuer la consommation de combustible, il  
30 est souhaitable d'utiliser un mécanisme de modification du taux de compression dans la chambre de combustion. Toutefois, dans les moteurs à vilebrequin, un tel mécanisme n'a pu être utilisé en pratique à cause de la structure trop compliquée, tandis que, dans le moteur  
35 sans vilebrequin de la présente invention, le changement

du taux de compression peut être effectué par des moyens simples.

En outre, puisque le moteur sans vilebrequin de la présente invention est de structure simple même dans le cas de cylindres multiples, il peut facilement être fabriqué sous forme d'un compresseur ou d'une pompe à vide, en plus du moteur, ce qui permet de diminuer le coût de fabrication.

Une chambre de combustion est prévue d'un côté ou des deux côtés de chaque piston. L'énergie d'expansion engendrée dans la chambre de combustion pousse le piston et elle est transmise à une partie de l'organe pivotant désaxé, par l'intermédiaire du joint relié à l'organe pivotant. Sous l'effet de cette force, l'organe pivotant oscille autour du palier universel qui le supporte et lui sert de centre de pivotement, de sorte que ladite partie de l'organe pivotant communique une rotation à l'arbre rotatif, produisant ainsi une force d'entraînement du moteur.

Inversement, lorsqu'on utilise l'arbre rotatif comme arbre d'entrée, la puissance d'un moteur fournit une force de rotation qui entraîne un mouvement alternatif de chaque piston de sorte qu'un gaz ou de l'air peut être comprimé ou détendu.

La figure 1 est une vue d'ensemble et en coupe d'un mode de réalisation de la présente invention ;

la figure 2 est une coupe illustrant un exemple de moyen d'interconnexion de chaque piston et d'un organe pivotant ;

les figures 3(A) à 3(D) sont des schémas illustrant des exemples d'agencement de cylindres ;

la figure 4 est une vue d'ensemble et en coupe illustrant un autre exemple de la présente invention comportant un palier universel du type à croix ;

la figure 5 est une coupe d'un moteur multi-

cylindre du type à chambre de combustion d'un seul côté, conforme à un autre mode de réalisation de la présente invention ;

la figure 6 est une coupe illustrant un autre  
5 exemple de construction d'un organe pivotant et d'un palier sphérique ;

la figure 7 est une coupe représentant un exemple d'un mécanisme de stabilisation des mouvements oscillants de l'organe pivotant ;

10 la figure 8 illustre un autre exemple du mécanisme de la figure 7 ;

la figure 9 représente une variante du mécanisme de la figure 8 ;

la figure 10 est une coupe d'un mode de réalisation de l'invention, comportant en outre un mécanisme de  
15 changement du taux de compression ; et

la figure 11 est une vue explicative du fonctionnement du mécanisme de la figure 10.

On décrit ci-après la présente invention en détail, avec référence aux dessins.  
20

Comme représenté sur la figure 1, un arbre rotatif 1 (appelé dans ce qui suit "arbre de sortie 1"), est supporté de façon tournante dans un carter 11 par l'intermédiaire de paliers 111 et 112.

25 Une extrémité de l'arbre de sortie 1 fait saillie à l'intérieur du carter 11, et un trou incliné 113 est prévu dans cette dite extrémité, un palier 2 étant inséré dans le trou 113.

Une masselotte 114 est prévue à l'opposé du trou 113 de l'arbre de sortie 1, pour équilibrer la force centrifuge qui est engendrée par un mouvement excentrique d'un organe pivotant désaxé 3.  
30

D'autre part, l'arbre de sortie 1 fait saillie à l'extérieur du carter 11 pour former une partie sortante 115 qui sert d'élément de prise de sortie, une cannelure  
35

ou une denture ou une rainure de clavetage étant formée dans la partie périphérique extérieure de l'arbre.

Une denture d'engrenage à vis 116 est formée près de la partie centrale de l'arbre de sortie 1, pour  
5 entraîner un arbre à cames. On peut également utiliser la denture 116 pour entraîner un moteur auxiliaire.

L'organe pivotant 3 est monté sur un palier sphérique ou rotule 4, dans un état lui permettant d'osciller de façon excentrée. Le palier sphérique 4 est  
10 monté sur une console 5, et l'extrémité avant d'un tourillon 32, du côté de l'arbre de sortie 1, est insérée dans le palier 2 et bloquée de façon pivotante pour permettre une rotation.

Un palier sphérique ou rotule 72 est prévu dans  
15 un accouplement de périphérie extérieure 31 de l'organe pivotant 3, et une extrémité d'un joint d'accouplement 7 est fixée à ce palier. L'autre extrémité du joint 7 est reliée par emmanchement d'un axe de piston 6 et d'un palier sphérique 62.

20 Un piston 8, qui est relié au joint 7, coulisse dans un cylindre 9, et une culasse 92, qui recouvre le fond du cylindre 9, est munie d'une bougie d'allumage 91 et d'une soupape d'admission-échappement 93. Le piston 8 est ajusté dans le cylindre 9 pour un mouvement alternatif.  
25

Il existe deux types de piston 8, l'un comportant des chambres de combustion 90 sur les deux côtés du piston, comme représenté sur la figure 1, et l'autre comportant une chambre de combustion sur un seul côté,  
30 comme représenté sur la figure 5. Le type à chambres des deux côtés possède deux fois plus de cylindres que le type à chambres d'un seul côté.

Un arbre de sortie 10 pour une machine auxiliaire, représenté sur la figure 1, possède une structure capable de transmettre une force de rotation, par  
35

l'intermédiaire d'un système distinct de l'arbre de sortie 1, par utilisation du mouvement oscillant désaxé de l'organe pivotant 3.

Un tourillon 22, qui est monté sur l'organe pivotant 3, sert à entraîner l'arbre de sortie 10 pour l'équipement auxiliaire. Un réceptacle de tourillon 23 comprend un palier qui transmet la puissance à l'arbre de sortie 10 pour l'équipement auxiliaire, tout en tournant avec glissement en même temps que le tourillon 22.

On utilise l'arbre de sortie 10 pour l'équipement auxiliaire, pour entraîner des ventilateurs de refroidissement, des générateurs, des pompes, des compresseurs pour refroidissement, etc. Une poulie 101 est montée sur l'extrémité avant de l'arbre de sortie 10 pour l'équipement auxiliaire.

Un canal de lubrification 20 est prévu pour la distribution d'huile de lubrification vers les diverses surfaces de glissement.

Le moteur sans vilebrequin représenté sur la figure 1 est un moteur à essence à quatre temps qui fonctionne comme suit.

Le gaz comprimé par le piston 8 est allumé par la bougie 91 de sorte qu'il brûle et se dilate, et la pression résultante pousse le piston 8 vers la chambre de combustion opposée 90. Cette force de pression est transmise par le joint 7 à l'accouplement de périphérie extérieure 31 de l'organe pivotant 3 et pousse celui-ci. Puisque le tourillon 32 de l'organe pivotant 3, supporté par le palier sphérique 4 servant de centre de pivotement, est retenu de sorte qu'il peut se déplacer seulement dans le sens de rotation de l'arbre de sortie 1, la force de poussée du piston 8 engendre un mouvement de rotation de l'arbre de sortie 1, l'emmanchement de l'organe pivotant 3 dans le palier sphérique 4 servant de centre.

La course de combustion ci-dessus est effectuée également dans les autres chambres de combustion 90. Dans chaque chambre de combustion 90, des courses de combustion, d'échappement, d'admission et de compression sont effectuées dans cet ordre à chaque cycle. Plus précisément, le piston 8 qui est soumis à une pression de combustion, et donc poussé à partir d'une chambre de combustion 90, effectue une course de compression de gaz ou une course d'évacuation dans une autre chambre de combustion 90.

Un engrenage à vis 117 sur un côté entraîné est perpendiculairement en prise avec la denture 116 formée sur l'arbre de sortie 1 et il est fixé à un arbre à cames 94. L'arbre à cames 94 actionne la soupape d'admission-échappement 93 directement ou par l'intermédiaire d'un basculeur.

Un pignon de synchronisation 118 est fixé à l'arbre à cames 94 et il est relié à un pignon de synchronisation 119 par l'intermédiaire d'une chaîne ou d'une courroie crantée. Le pignon de synchronisation 119 actionne un mécanisme de soupape prévu sur une culasse de cylindre 120 du côté opposé.

Le rapport des dentures des engrenages à vis 116 et 117 est fixé à 1:2 puisque, dans un moteur à quatre temps, il faut que le nombre de révolutions de l'arbre à cames 94 soit la moitié de celui de l'arbre de sortie 1. Dans un moteur à deux temps comportant une soupape d'admission-échappement, le rapport des dentures des engrenages 116, 117 peut être de 1:1.

Une chemise de circulation d'eau 17 est prévue pour refroidir chaque cylindre au moyen d'eau.

Le repère 19 désigne un volant d'inertie. Une denture annulaire 19, qui est fixée au volant 18 pour le démarrage du moteur, peut venir en prise avec un pignon d'un démarreur.

On se reporte maintenant à la figure 2 qui représente un autre exemple de liaison entre le piston 8 et l'organe pivotant 3. Un alésage de coulisement 81 est formé dans le piston 8 et on utilise un coulisseau cylindrique 14, pouvant coulisser perpendiculairement aux directions de déplacement du piston 8, à la place du palier sphérique 72. Cela convient pour les agencements de cylindres représentés sur les figures 3(A) et 3(B) et peut également être employé dans le cas des figures 3(C) et 3(D). Dans ce cas, l'accouplement de périphérie extérieure 31 de l'organe pivotant 3 doit être prévu mobile dans la direction axiale d'une broche 15.

La structure de la figure 3(B) convient pour des automobiles de catégorie supérieure ayant un moteur aussi plat que possible et comportant plusieurs cylindres, par exemple ayant un compartiment moteur limité. Suivant cette structure, deux moteurs du type représenté sur la figure 3(A) sont placés l'un sur l'autre, et des engrenages 1c, 1c montés sur les arbres de sortie 1, 1b sont mutuellement en prise de façon à ce que les phases de rotation de leurs moteurs soient décalées de 90°. Cette structure convient pour un moteur à quatre ou huit cylindres qui peut être logé de façon compacte dans le compartiment moteur.

La figure 4 est une coupe d'une autre construction dans laquelle on a choisi un palier universel du type à croix comme centre du pivotement de l'organe pivotant désaxé 3, à la place du palier sphérique 4 représenté sur les figures 1, 5 et 6. Le palier universel du type à croix comprend un arbre de croix principal 12 et un arbre de croix secondaire 13 qui est supporté par la console 5.

Dans l'organe pivotant 28 est inséré un palier 29 dans lequel est emmanché l'arbre principal 12 de la croix, de sorte que l'organe pivotant 28 peut osciller

autour de l'arbre principal 12. Par conséquent avec le point d'intersection entre l'arbre principal 12 et l'arbre secondaire 13 de la croix comme centre, l'organe pivotant 28 effectue le même mouvement oscillant désaxé qu'avec le palier sphérique 4 représenté sur les figures 1, 5 et 6.

Dans le cas présent, le piston 8 est relié au joint par l'intermédiaire de l'axe ou broche 6 et d'un manchon 61. L'arbre principal 12 de la croix et le joint 7 sont interconnectés par un palier et un axe 71.

La figure 5 est une coupe d'un moteur multicylindre du type à enveloppe cylindrique conforme à un autre mode de réalisation de la présente invention, la chambre de combustion 90 étant prévue d'un seul côté du piston 8. Un nombre convenable de cylindres est de sept à neuf, mais on peut également choisir un nombre plus élevé.

Si on utilise un palier sphérique 21 comme surface de portée extérieure du tourillon 32 qui est inséré dans le trou 113 de l'arbre de sortie 1, on peut absorber une déformation induite lorsqu'une force est exercée sur l'organe pivotant 3 et absorber également un défaut de précision d'usinage, de sorte que le contact de la surface intérieure du palier sphérique 21 avec l'arbre associé s'effectue dans de meilleures conditions, ce qui procure une meilleure durabilité.

Afin que l'organe pivotant désaxé 3 représenté sur la figure 5 puisse effectuer un mouvement oscillant stable, on utilise un pignon conique comme engrenage de stabilisation 16.

Suivant une autre méthode de stabilisation du mouvement oscillant de l'organe pivotant 3 sans utilisation d'un engrenage conique, une saillie cylindrique est prévue sur la tête de chaque rotule 72, comme représenté sur la figure 7, de façon à constituer une denture cylindrique 73 qui joue le rôle des dents d'un engrenage et correspond à un engrenage



à neuf cylindres, tandis qu'une couronne dentée annulaire 74 est montée sur une jupe cylindrique 50 de façon à engrener avec l'engrenage cylindrique 73. Cette construction permet de stabiliser le mouvement oscillant de l'organe pivotant 3.

Suivant une autre méthode de stabilisation du mouvement oscillant de l'organe pivotant 3, un téton coulissant 75 analogue à la saillie cylindrique ci-dessus est prévu dans une certaine position de la rotule 72, comme représenté sur la figure 8, et un guidage 76 permettant seulement un mouvement dans les directions de déplacement du piston 8 est monté sur la jupe cylindrique 50. Le téton coulissant 75 se déplace le long du guidage 76, de sorte que le mouvement oscillant peut être stabilisé. Dans ce cas, si on monte un coulisseau 79, présentant une face plane de butée avec le guidage 76, sur le téton coulissant 75, la durabilité est améliorée.

Sur la figure 9, il est prévu un guidage 78 similaire au guidage 76 de la figure 8, et une surface de glissement 77 présentant une surface cylindrique glisse le long du guidage 78 pour procurer un mouvement oscillant stable.

Le piston 8 représenté sur la figure 5 est presque le même que celui des moteurs usuels, sous réserve qu'on utilise les paliers sphériques 62 et 72 dans la connexion piston 8-joint 7 et dans la connexion organe pivotant 3-joint 7.

Sur la figure 5, un pignon 35 est directement fixé à l'arbre de sortie 1. Un engrenage 36 est en prise avec le pignon 35, et un deuxième pignon 37, qui est solidaire de l'engrenage 36, est en prise avec un deuxième engrenage 38.

Un pignon conique 95 est fixé à l'arbre à cames 94 et il est en prise avec un engrenage conique 39 qui est solidaire du deuxième engrenage 38.

Dans un moteur à quatre temps par exemple, il faut fixer le nombre de révolutions de l'arbre à cames 94 à la moitié de celui de l'arbre de sortie 1 de sorte que, si le rapport des dentures du deuxième pignon 37 et du deuxième engrenage 38 est identique à celui de l'engrenage conique 39 et du pignon conique 95, le nombre de révolutions de l'arbre à cames 94 peut être réduit de moitié par fixation du rapport des dentures du pignon 35 et de l'engrenage 36 à 1:2. Dans ce cas, puisque la rotation de l'engrenage conique 39 et celle du pignon conique 95 sont accélérées, le deuxième pignon 37 et le deuxième engrenage 38 forment une combinaison dans laquelle leurs rotations sont ralenties.

L'arbre de sortie 34 pour l'équipement auxiliaire transmet une rotation à partir d'un mouvement circulaire induit par le mouvement oscillant désaxé de l'organe pivotant 3.

Puisque le moteur représenté sur la figure 5 est du type à culasse d'un seul côté, le montage des tubulures d'admission et d'échappement est mieux coordonné et on peut donc réduire la dimension de l'ensemble. Par suite, ce moteur convient pour des automobiles ayant un petit compartiment moteur.

La figure 6 représente un exemple d'une structure simplifiée de l'organe pivotant 3 et du palier sphérique ou rotule 4. Dans cette structure, une pièce de retenue sphérique 51, représentée sur la figure 5, n'est pas utilisée, afin de faciliter l'assemblage et l'entretien, tandis que le cylindre 11 et l'organe pivotant 3 comportent chacun une surface de glissement sphérique 52, représentée sur la figure 6, pour empêcher l'organe pivotant 3 de quitter le palier sphérique 4.

Dans ce cas, pendant le fonctionnement du moteur, une pression induite par la combustion agit pour pousser l'organe pivotant 3 vers le palier sphérique 4, une

petite force seulement s'exerçant dans la direction de la surface de glissement sphérique 52, de sorte qu'il n'y a pas de risque de perte ou d'usure par glissement.

En ce qui concerne le palier sphérique 4 représenté sur les figures 1, 5 et 6, il est important que cet élément de portée résiste au grippage et soit fabriqué en une matière résistant à l'usure et durable.

Par exemple, on peut utiliser des céramiques fines, dont les progrès sont remarquables, afin de tirer le meilleur parti de leurs caractéristiques qui sont un meilleur mouillage de la matière, une résistance au grippage et une résistance élevée à l'usure. Ces caractéristiques, en combinaison avec la distribution d'une huile sous pression appropriée, permettent la fabrication d'un palier stable et de longue durée de vie.

Il est également important que la matière utilisée pour cette portée ait un faible coefficient de frottement. Dans le cas de céramiques fines en carbure de silicium, il en existe dont le coefficient de frottement est de 0,04 environ, suivant les informations fournies (voir "Nikkei Mechanical", Nikkei BP Co. (18 septembre 1989)).

Toutefois, il faut tenir compte du problème de fragilité dont on dit qu'il est un inconvénient des céramiques fines et si on adopte, comme solution à ce problème, une méthode suivant laquelle on utilise un acier spécial dur comme matière de matrice et on colle de fins éléments polygonaux de céramique ayant une épaisseur de quelques millimètres côte à côte sur la surface de la matrice en acier spécial, non seulement on améliore la précision de la forme extérieure et on peut réduire le temps de finition, mais également on peut obtenir un palier ayant une grande résistance à l'usure et une grande précision, dans lequel les interstices résultants servent de passages pour l'huile.

Comme autres matières, on peut utiliser un alliage extra-dur et un acier allié spécial après cémentation et durcissement, mais il est important de choisir une matière associée appropriée.

5 Il y a deux méthodes pour l'accouplement du joint 7, comme expliqué ci-après.

Lorsqu'il y a trois positions de cylindres ou davantage, comme dans le cas des figures 3(C) et 3(D), l'accouplement de périphérie extérieure 31 de l'organe  
10 pivotant 3 représenté sur les figures 1, 5 et 6 oscille non seulement dans les directions de déplacement du piston mais également légèrement dans les directions d'une flèche k représentée sur les figures 3(C) et 3(D), de sorte qu'il est impossible d'adopter une méthode de connexion utilisant un axe qui permet seulement des déplacements  
15 dans deux dimensions. Par conséquent, dans ce cas, on adopte une forme sphérique, par exemple le palier sphérique 72.

Dans l'exemple représenté sur la figure 4, on  
20 adopte un palier universel du type à croix. Dans ce cas, les agencements de cylindres des figures 3(A) et 3(B) sont possibles et une extrémité 30 de l'arbre de croix principal représenté sur la figure 4 oscille seulement dans les directions de déplacement du piston 8, en  
25 utilisant l'arbre de croix secondaire 13 comme centre de pivotement, et ce mouvement est un mouvement bidimensionnel ne comportant pas de mouvements dans les directions d'une flèche j représentée sur les figures 3(A) et 3(B) de sorte que, dans ce cas, on peut adopter une  
30 broche, par exemple le palier à broche 71.

Ainsi, lorsque l'agencement des cylindres est du type représenté sur les figures 3(A) ou 3(B), il y a seulement des mouvements bidimensionnels dans un plan suivant la coupe M-N, c'est-à-dire seulement dans les  
35 directions de déplacement du piston 8, de sorte qu'une

connexion à broche peut être adoptée dans le montage du joint 7 sur l'organe pivotant 3, tandis que, dans des agencements de cylindres multiples, comme représenté sur les figures 3(C) et 3(D), il faut adopter un palier sphérique pour la connexion du joint 7.

Les agencements de cylindres représentés sur les figures 3(A) à 3(D) comportent seulement des nombres pairs de cylindres et cela convient dans le cas d'un moteur à deux temps. Toutefois, dans le cas d'un moteur à quatre temps, il est préférable d'utiliser un agencement d'un nombre impair de cylindres car la permutation de l'ordre d'allumage des gaz est meilleure.

Ence qui concerne le piston 8, la chambre de combustion 90, la bougie d'allumage 91, la soupape d'admission-échappement 93 et l'arbre à cames 94, on peut utiliser la technique usuelle sans modification, de sorte qu'il n'y a pas de diminution de rendement du combustible résultant de la fuite de gaz comme c'est le cas pour un moteur rotatif. Par conséquent, la présente invention s'applique également aux moteurs diesel et aux moteurs à deux temps, en plus des moteurs à essence à quatre temps.

On décrit ci-après un autre mode de réalisation de la présente invention, avec référence aux figures 10 et 11.

Suivant la construction représentée sur ces figures, un mécanisme permettant de modifier le taux de compression est incorporé au moteur de la présente invention pour augmenter le taux de compression, ce qui améliore le rendement thermique, augmente la puissance et diminue la consommation de combustible. D'autre part, à un taux de compression élevé, lorsqu'une forte charge est appliquée alors que le moteur tourne à faible vitesse, il peut se produire un cognement dû à une combustion anormale, ce qui entraîne une diminution de puissance ou

une détérioration du moteur, de sorte que, afin d'éviter ces inconvénients, on peut passer du taux de compression élevé à un taux de compression plus faible. On peut ainsi obtenir des performances élevées et une diminution  
5 de la consommation de combustible, en tirant le meilleur parti des avantages à la fois des taux de compression élevés et des faibles taux de compression.

On a récemment proposé diverses méthodes pour faire varier le taux de compression, par exemple une méthode  
10 suivant laquelle un manchon excentrique est incorporé dans une grande ou petite partie d'extrémité d'une tige de liaison et on le fait tourner pour modifier la longueur de la tige de liaison afin de régler le taux de compression, et une méthode suivant laquelle un vérin  
15 hydraulique est prévu à l'intérieur d'un piston et on modifie le taux de compression par changement de hauteur du piston qui résulte d'un changement de la valeur d'une pression de combustion par rapport à la pression d'huile dans ce vérin. Toutefois, dans toutes ces méthodes, il  
20 est nécessaire de prévoir un tel mécanisme pour chaque piston de sorte que, dans le cas d'un moteur à plusieurs cylindres, le mécanisme est assez compliqué ou le poids du piston augmente, ce qui rend impossible l'obtention d'une rotation à grande vitesse désirée.

Suivant la présente invention, le mécanisme en question peut être prévu à un seul endroit, même dans le cas d'un moteur à plusieurs cylindres, et la structure requise est une structure simple dans laquelle la position de l'organe pivotant 3 est commandée de façon simple.  
30 On peut donc dire que cette structure convient bien pour un moteur comportant un tel mécanisme de modification du taux de compression.

La figure 10 est une coupe d'une partie d'un moteur à essence du type à chambre de combustion d'un seul  
35 côté, dans lequel le palier sphérique 4 est ajusté sur

un arbre cylindrique 45 de façon à pouvoir coulisser parallèlement à la direction de travail du piston.

Le palier sphérique 4 comporte une tige 46 solidaire, la tige 46 s'étendant de façon coulissante à travers le centre de l'arbre 45, et un piston hydraulique approprié et la tige 46 sont connectés à l'intérieur d'un cylindre hydraulique 44. Le cylindre hydraulique 44 est fermé par un couvercle 47 tandis que des orifices de fluide hydraulique 48 et 49 sont maintenus en communication l'un avec l'autre. Un tourillon de l'organe pivotant 3 est emmanché de façon coulissante dans le palier sphérique 21.

La position représentée sur la figure 10 correspond à un taux de compression élevé, et une pression d'huile est appliquée par l'intermédiaire de l'orifice de fluide hydraulique 48 (dans ce cas, la pression à l'orifice de fluide hydraulique 49 est établie à une valeur proche de zéro). Le palier sphérique 4 s'est déplacé à la position dans laquelle le taux de compression du piston est le plus élevé.

Par contre, la position représentée sur la figure 11 correspond au taux de compression le plus faible. Par purge de la pression à l'orifice de fluide hydraulique 48 et application d'une pression d'huile à l'orifice de fluide hydraulique 49, le piston 43 se déplace à la position représentée, ainsi que le palier sphérique 4. Par conséquent, l'organe pivotant 3, le joint 7 et le piston 8 se déplacent également aux positions respectives illustrées, dans lesquelles le taux de compression est le plus bas.

Ainsi, le taux de compression peut être réglé à des valeurs élevées ou faibles, par commande hydraulique, comme désiré. On détecte la vitesse du moteur et l'état de l'accélérateur qui commande la rotation du moteur, et la position du piston est réglée automatique-

ment, par commande hydraulique, en fonction du degré de charge, de manière à modifier le taux de compression du moteur de sorte que non seulement on peut obtenir une puissance élevée dans de bonnes conditions mais on peut également diminuer la consommation de combustible.

En outre, puisque la tige de piston 46 traverse le couvercle de cylindre hydraulique 47 et dépasse à l'extérieur, il est facile de détecter un taux de compression sur la base du déplacement de la tige de piston lorsque celle-ci entre ou sort par rapport au couvercle de cylindre, de sorte qu'on peut effectuer une commande précise.

En plus de son application à un moteur, la présente invention s'applique également à des compresseurs et à des pompes à vide comportant chacune une soupape automatique, telle qu'une soupape annulaire ou une soupape à clapet comme la soupape d'admission-échappement 93 dans le cylindre 9. En outre, puisque le nombre de cylindres peut être grand, la présente invention s'applique également à un compresseur multi-étagé de grande dimension et à forte pression ou à une pompe à vide de grande dimension.

La présente invention, mise en oeuvre comme décrit ci-dessus, procure les avantages ci-après. On peut également obtenir les effets suivants, puisqu'on adopte un mécanisme dans lequel le vilebrequin usuel est remplacé par l'organe pivotant et qu'on exécute seulement des mouvements oscillants sans mouvements de rotation, à l'exception de l'arbre de sortie.

(1) Le montage additionnel d'un mécanisme de modification du taux de compression est facile et on peut ainsi augmenter la puissance et diminuer la consommation de combustible.

(2) Puisqu'il y a peu de régions de portée en rotation et en glissement, la perte par glissement est



diminuée, le rendement mécanique est augmenté et la consommation de combustible est diminuée.

- (3) Puisqu'il n'y a qu'une faible pression latérale sur le piston, il n'y a pas de perte par frottement et le piston s'use peu.
- (4) On peut réduire la dimension et le poids.
- (5) L'assemblage et le démontage sont faciles.

REVENDICATIONS

1. Moteur sans vilebrequin comprenant un piston (8) qui se déplace en va-et-vient dans un cylindre (9), caractérisé en ce qu'il comprend un organe pivotant (3) pouvant changer d'axe de pivotement, ledit organe pivotant comportant un tourillon (32) et une connexion de périphérie extérieure (31) formés solidairement l'un de l'autre, ledit piston et ladite connexion de périphérie extérieure étant reliés l'un à l'autre par l'intermédiaire d'un joint (7), et une extrémité avant dudit tourillon étant reliée de façon pivotante et inclinée à un arbre rotatif (1) supporté de façon tournante, de sorte que le mouvement alternatif de translation dudit piston et le mouvement de rotation dudit arbre rotatif sont transformés de l'un à l'autre.

2. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 1, caractérisé en ce que ledit cylindre (9) comporte une culasse (92) équipée d'une bougie d'allumage (91) et d'un mécanisme de soupape d'admission-échappement (93), et en ce que le mouvement alternatif dudit piston (8) est transformé en un mouvement de rotation dudit arbre rotatif, pour fonctionnement en moteur à combustion interne.

3. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 1, caractérisé en ce qu'une tubulure d'admission et une tubulure d'échappement sont raccordées audit

cylindre, et en ce que le mouvement de rotation dudit arbre rotatif est transformé en un mouvement alternatif dudit piston, pour un fonctionnement en machine de compression ou de réduction de pression.

5           4. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 1, caractérisé en ce que ledit organe pivotant (3) est relié par l'intermédiaire d'un palier sphérique ou rotule (4) à une console (5) qui est fixée à un carter (11).

10           5. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 1, caractérisé en ce que ledit organe pivotant (3) est relié par l'intermédiaire d'un palier universel du type à croix (12, 13) à une console (5) qui est fixée à un carter (11).

15           6. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 5, caractérisé en ce que ledit joint (7) et ledit piston (8), ainsi que ledit joint (7) et ladite connexion de périphérie extérieure (31), sont interconnectés au moyen de paliers à broche (61, 71), respectivement.

20           7. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 1, caractérisé en ce qu'une masselotte d'équilibrage (114) est disposée à une partie d'extrémité dudit arbre rotatif (1) opposée à la position de liaison pivotante dudit tourillon (32).

25           8. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 1, caractérisé en ce qu'un arbre de sortie (10) pour un équipement auxiliaire est connecté à une partie (22) dudit organe pivotant, cette partie effectuant un mouvement de rotation.

30           9. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 1, caractérisé en ce que ledit joint comprend un coulisseau (14) et un alésage de coulissement (81), ledit coulisseau étant relié de façon coulissante à ladite connexion de périphérie extérieure (31) par l'intermédiaire  
35 d'un axe (15).

10. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 1, caractérisé en ce que ledit joint (7) est relié à ladite connexion de périphérie extérieure (31) dudit organe pivotant (3) par l'intermédiaire d'un palier sphérique ou rotule (72), et ledit joint (7) et ledit piston (8) sont interconnectés par l'intermédiaire d'un palier sphérique ou rotule (62).

11. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 1, caractérisé en ce que des cylindres (9) dans lesquels coulisse ledit piston (8), sont prévus du côté droit et du côté gauche dudit organe pivotant (3), les cylindres gauche et droit se faisant mutuellement face.

12. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 1, caractérisé en ce que ledit cylindre (9) dans lequel coulisse ledit piston (8) est prévu du côté droit ou du côté gauche dudit organe pivotant (3).

13. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 10 ou 11, caractérisé en ce qu'une pluralité de dits cylindres (9) sont disposés autour dudit organe pivotant.

14. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 1, caractérisé en ce que deux moteurs multicylindres sans vilebrequin ou davantage, ayant chacun un arbre rotatif (1, 1b), sont disposés côte à côte, et un engrenage (1c, 1c) est monté sur chacun des arbres rotatifs, lesdits engrenages sur lesdits arbres rotatifs étant mutuellement en prise de sorte que les cycles des moteurs sont déphasés.

15. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 1, caractérisé en ce que l'extrémité avant dudit tourillon (32) est reliée de façon pivotante à une partie d'extrémité dudit arbre rotatif (1) par l'intermédiaire d'un palier sphérique (21).

16. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 1, caractérisé en ce qu'il est combiné à un

mécanisme de stabilisation du mouvement oscillant dudit organe pivotant (3).

17. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 16, caractérisé en ce que ledit mécanisme de stabilisation comprend un engrenage conique (16), situé du côté arrière opposé au côté du tourillon (32) dudit organe pivotant (3), et un engrenage conique en prise avec ledit engrenage conique et fixé à un carter.

18. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 16, caractérisé en ce que ledit mécanisme de stabilisation comprend une denture cylindrique (73) formée par des saillies à une extrémité avant de ladite connexion de périphérie extérieure dudit organe pivotant, et une denture (74) qui engrène avec ladite denture cylindrique et qui est fixée à un carter.

19. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 16, caractérisé en ce que ledit mécanisme de stabilisation comprend un téton coulissant (75), prévu en saillie à une extrémité avant d'une dite connexion de périphérie extérieure dudit organe pivotant, et un guidage (76) fixé à un carter (50), ledit guidage comportant une rainure pour guider ledit téton coulissant.

20. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 16, caractérisé en ce que ledit mécanisme de stabilisation comprend une surface de glissement (77), prévue sur une partie latérale de ladite connexion de périphérie extérieure dudit organe pivotant, et un élément de guidage (78) fixé à un carter pour guider ladite surface de glissement pendant qu'il est en butée avec la surface de glissement.

21. Moteur sans vilebrequin suivant la revendication 4, caractérisé en ce qu'il est combiné avec un mécanisme de modification du taux de compression dans ledit cylindre, ledit mécanisme de modification du taux de compression comprenant une tige (46), qui pénètre

dans la partie sphérique d'un palier sphérique (4), et un arbre cylindrique (45) dans lequel coulisse ladite tige, l'extrémité de ladite tige opposée à l'extrémité qui pénètre dans ladite partie sphérique étant connectée  
5 à un piston hydraulique (43) déplacé par une pression d'huile, et un tourillon dudit organe pivotant (3) est relié de façon coulissante audit arbre rotatif (1).

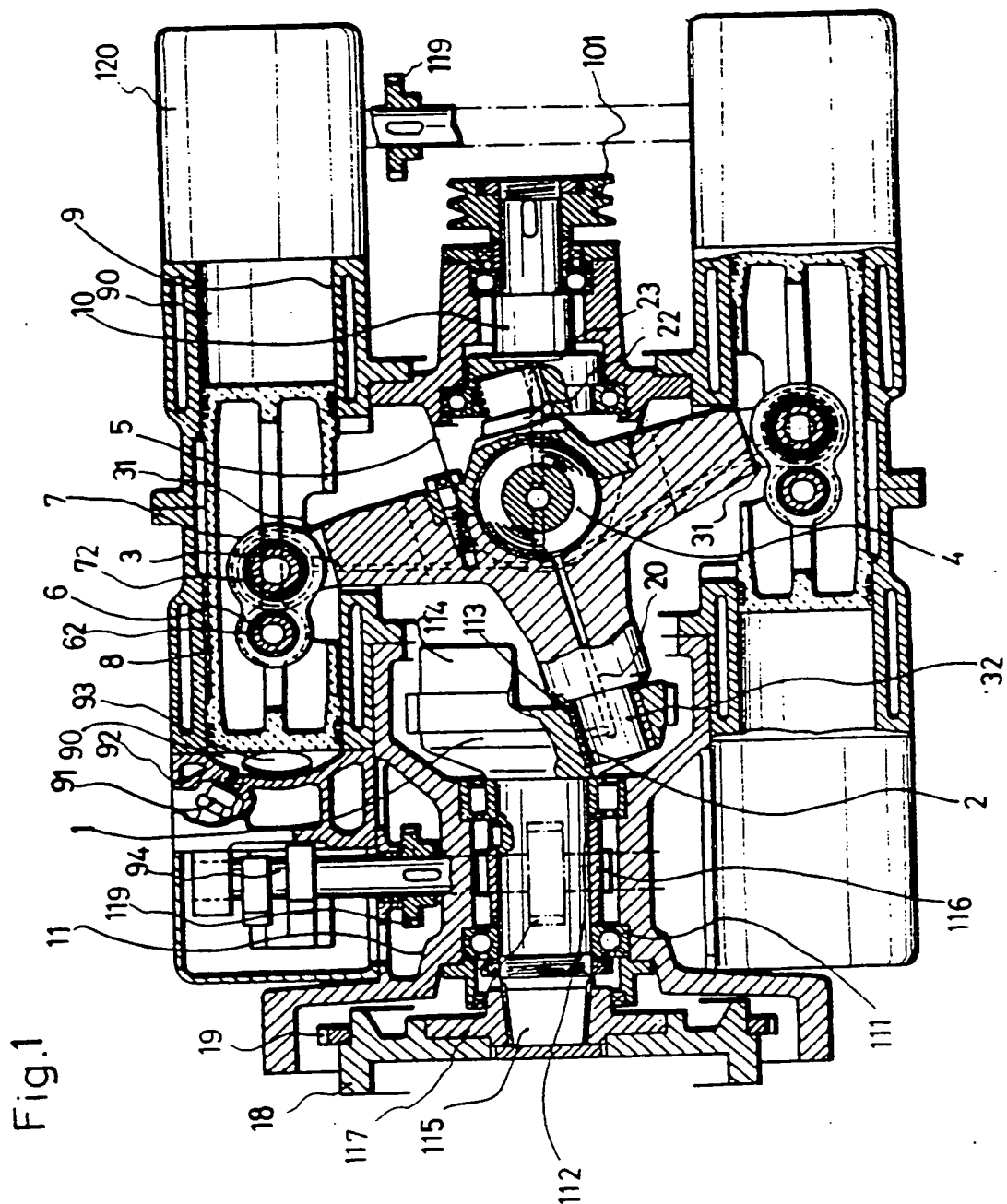


Fig.2

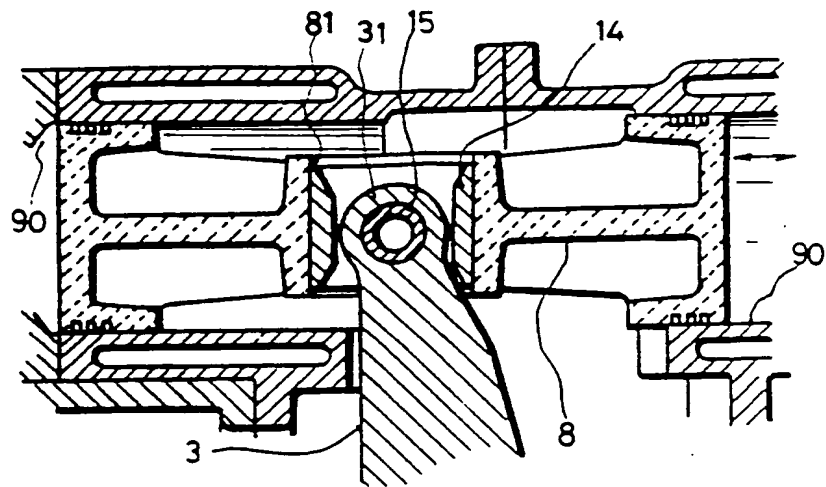


Fig.3(A)

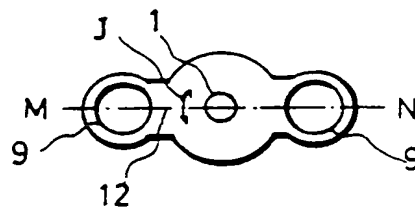


Fig.3(C)

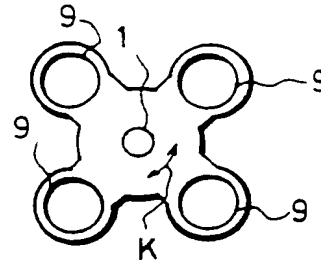


Fig.3(B)

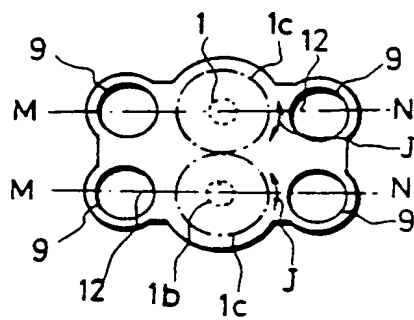
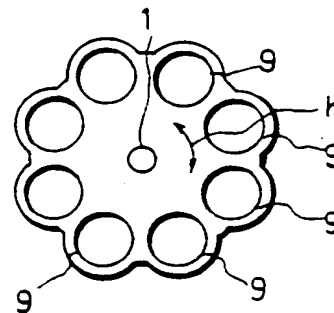
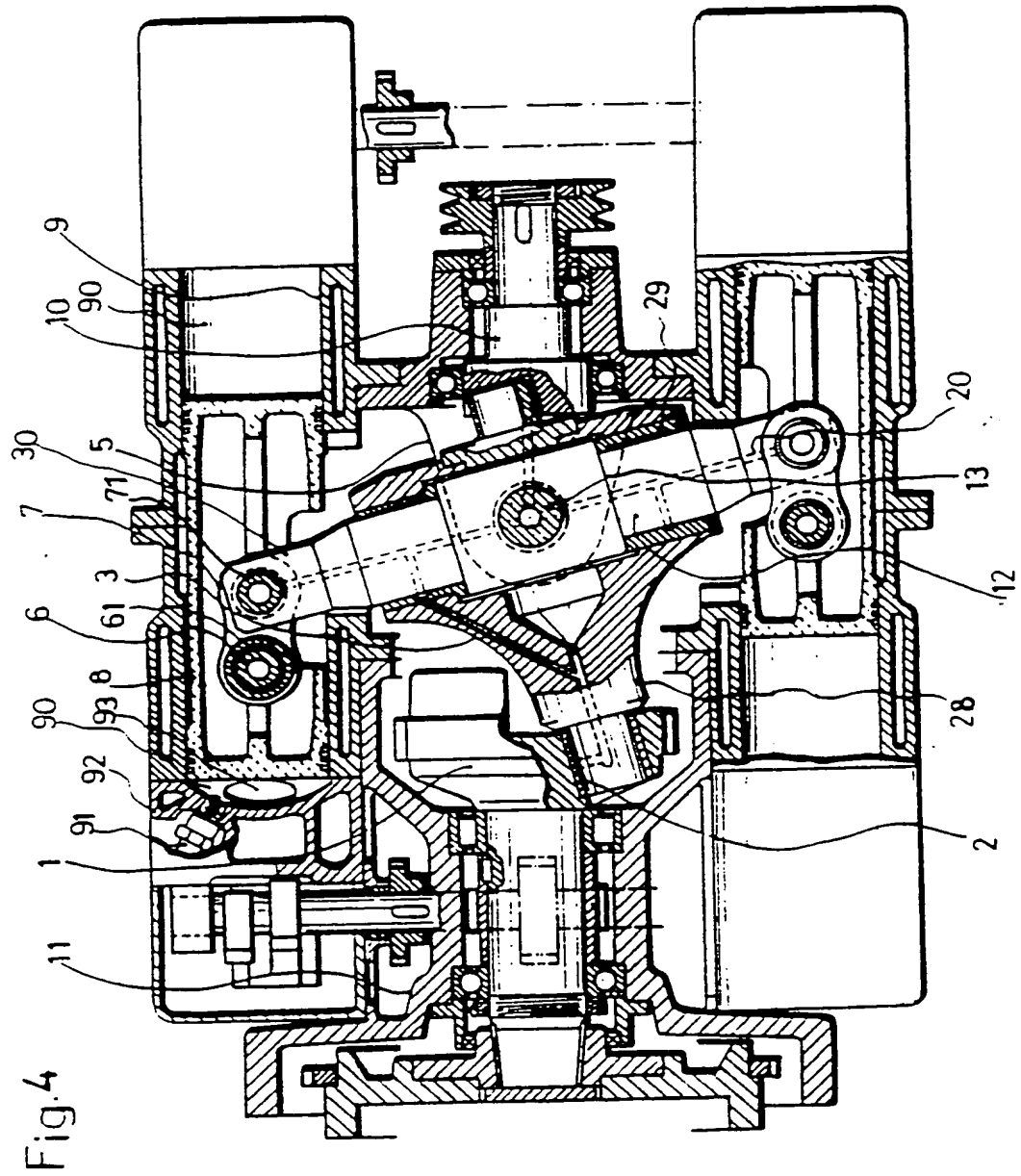


Fig.3(D)







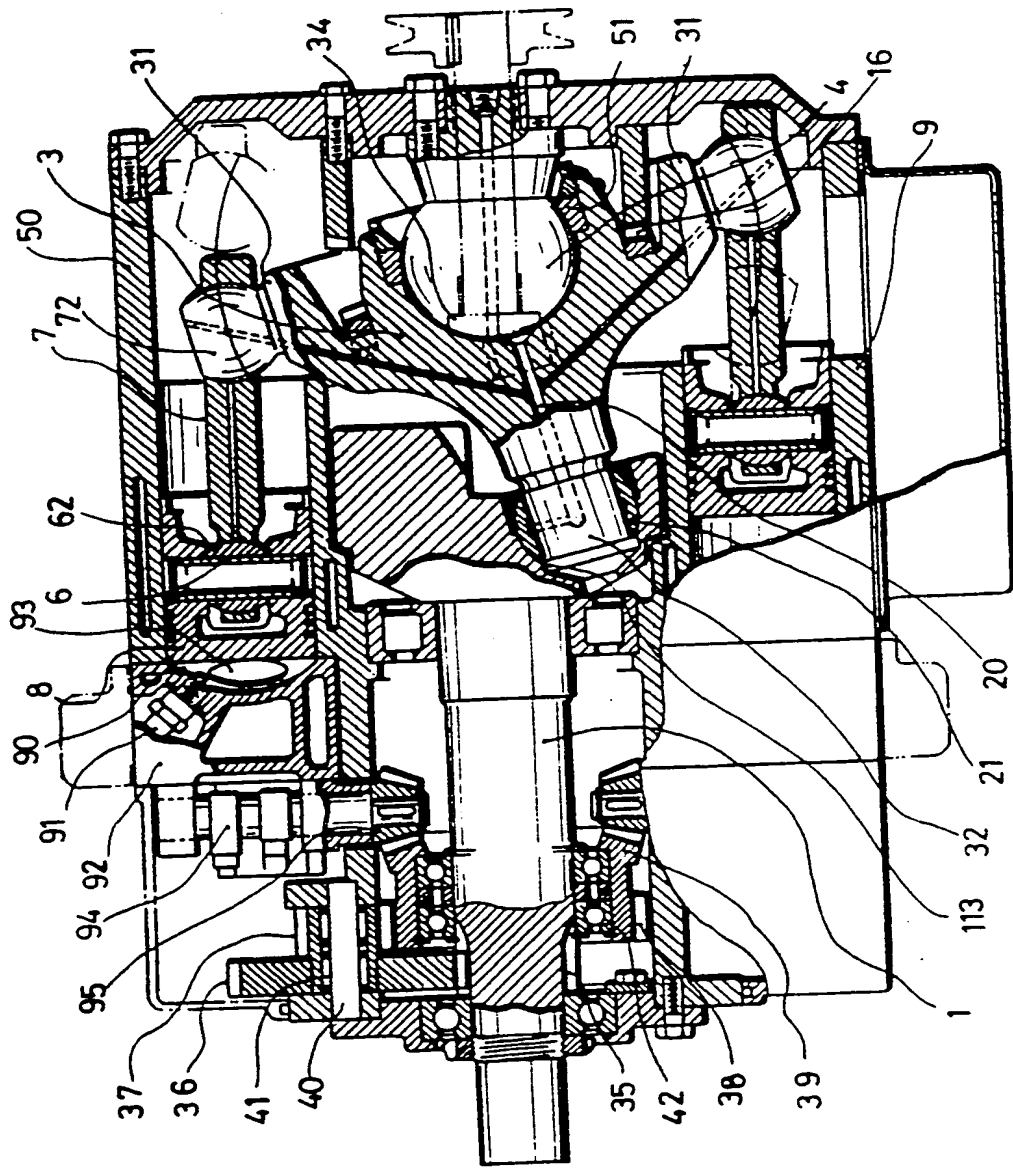


Fig. 5

Fig. 6

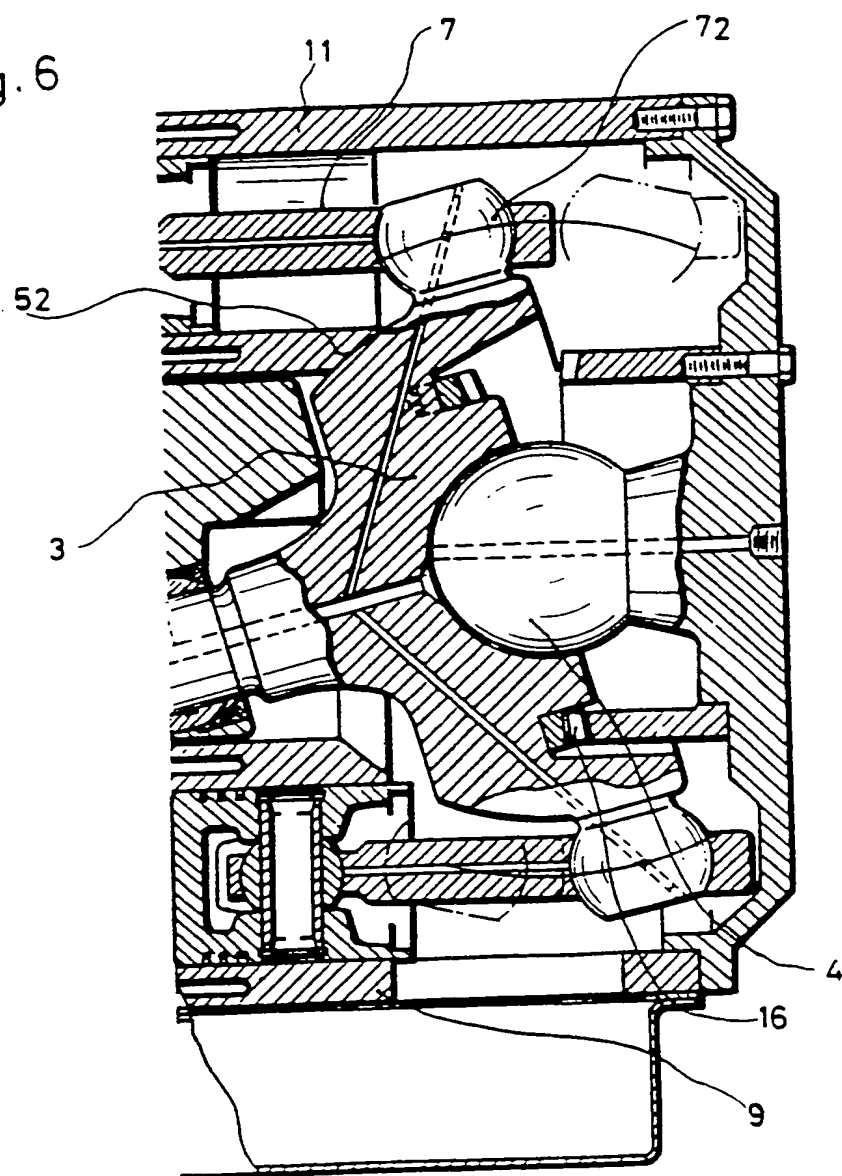


Fig.7

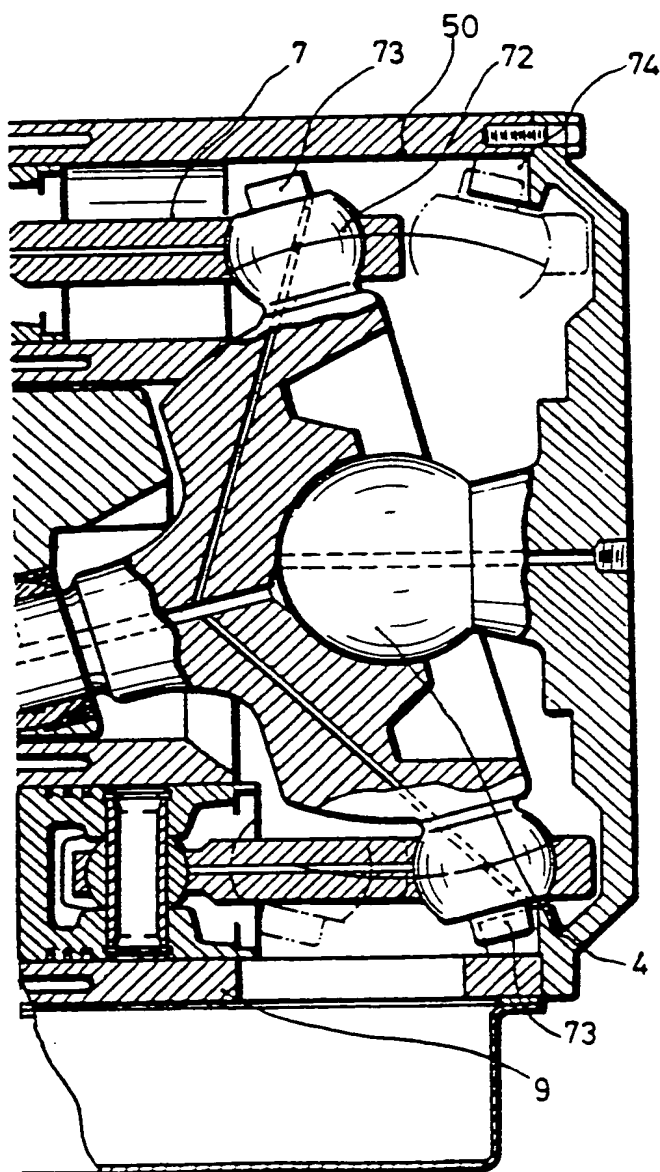


Fig.8

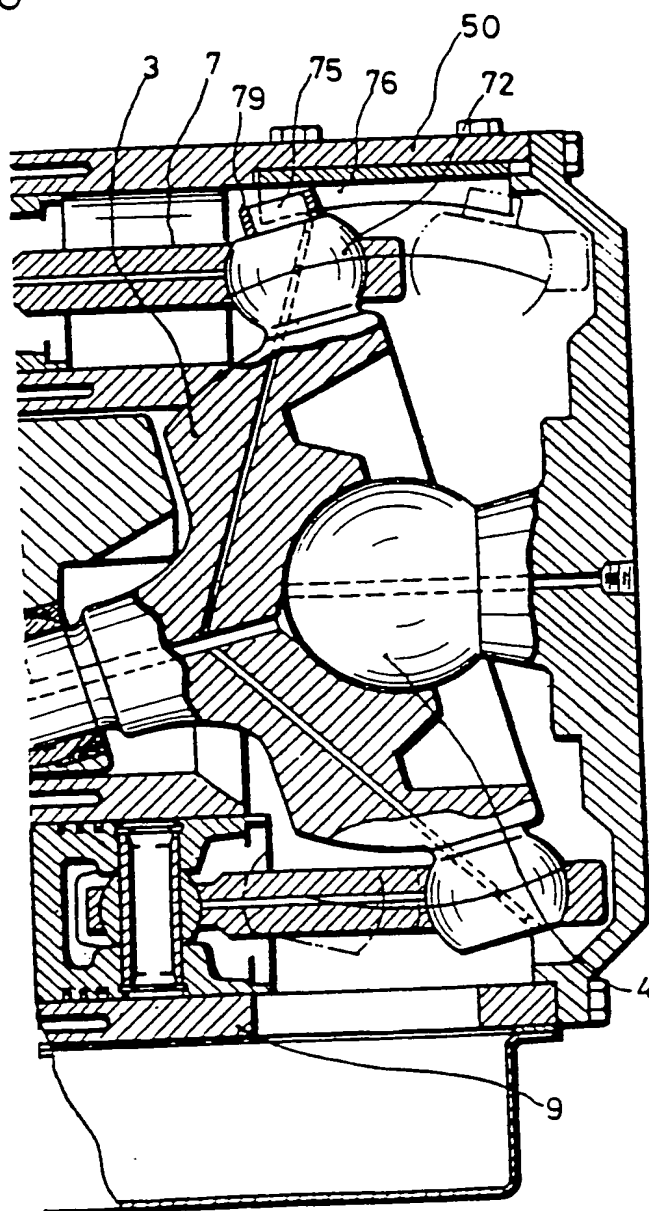


Fig.9

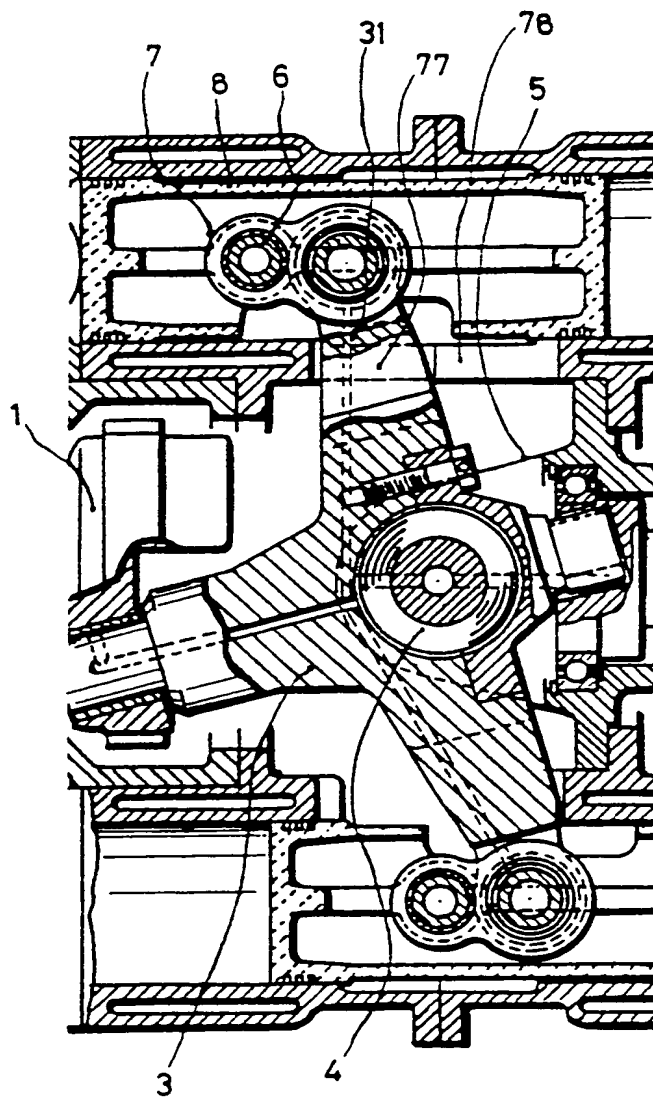


Fig.10

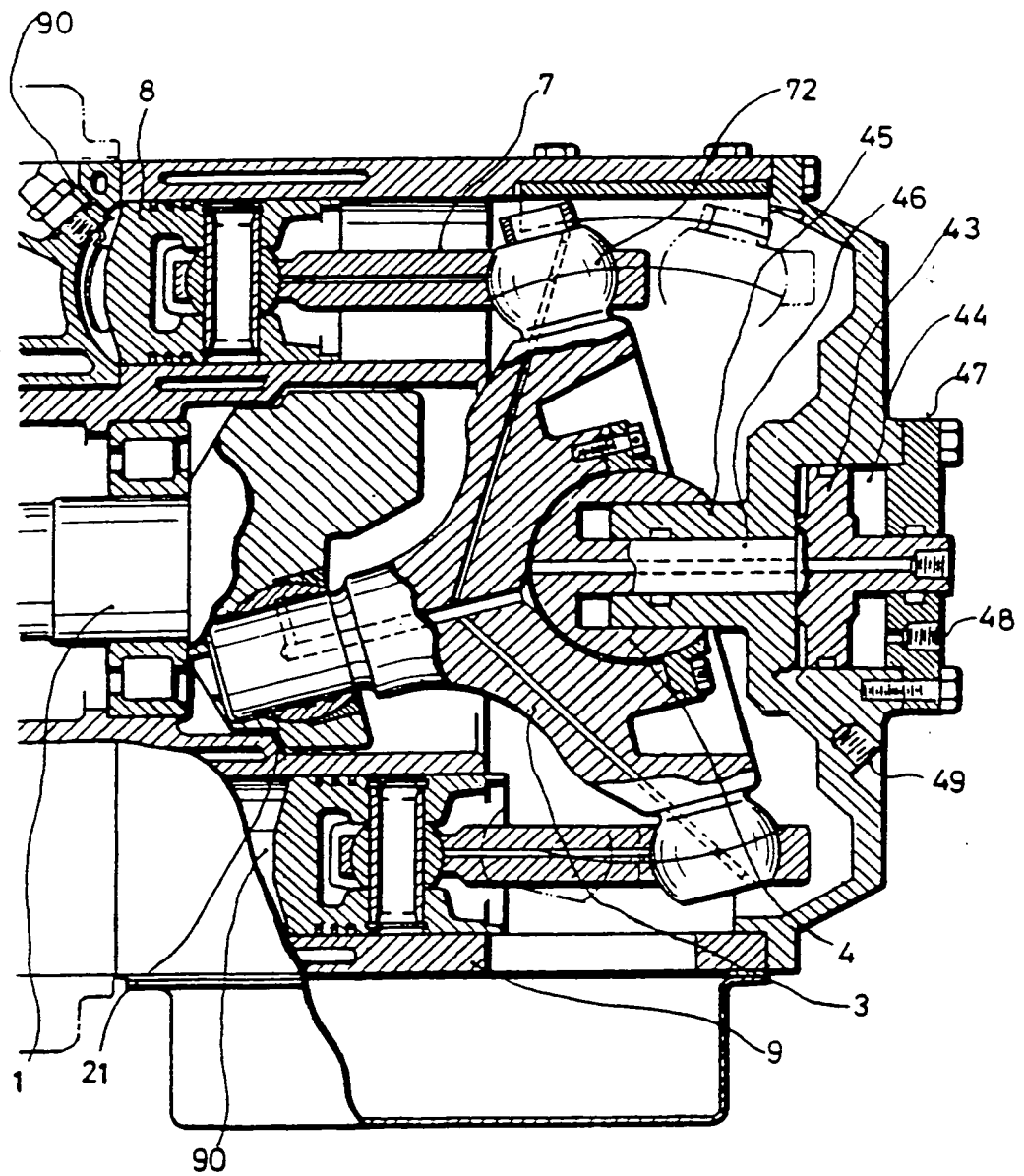


Fig.11

